

RU 2134405 C1'

**FLOWMETER-GAS METER**

The invention may be used in designing apartment natural gas meters. Auxiliary nozzles (4) are secured in the upper part of the main nozzle branch pipe (22) in a direction opposite to the arrangement of main blades (5) mounted at varying angles relative to the radial and axial directions in line with profiled windows made in the cylindrical portion (23) of the turbine framework. Bearings (1) and (15) of the turbine rotation axle and magnets (2) and (14) interacting with magnets (3) and (13) mounted on tapered parts (11) of the framework are secured in bottoms (27) and (16) of the base and jacket (21) of the turbine. Auxiliary blades (19) made identically with the axial part of the main blades are positioned in spaces between the main blades and secured by peripheral edges in an external fastening ring (20). The jacket (21) accommodates a hot-wire anemoresistive transducer connected to an electronic transducer (8) to form signals of the turbine rotational speed, gas temperature and convective intensity of power dissipation for subsequent calculation of the mass flow of gas in a microcontroller (9). The invention makes it possible to increase the operational reliability and accuracy of measurements.

<u>RU</u>	<u>2134405</u>	<u>C1</u>
-----------	----------------	-----------

Изобретение относится к области расходомерии и предназначено для измерения фактически израсходованного природного газа по массе в жилищно-бытовых условиях. Модификации устройства можно использовать в энергетике, промышленности, медицине, при научных исследованиях.

Известные коммунально-бытовые счетчики газа клапанно-диафрагменного вида, например, производства предприятия "Сигнал" (г. Энгельс), голландской фирмы "Филипс" или французской фирмы "Флонк" отличаются недостаточной точностью и эксплуатационной надежностью, повышенными габаритными и металлоемкостными показателями. Они имеют большие барометрические погрешности, так как измеряют расход газа по объему.

Прототипом предлагаемого устройства является "Расходомер-счетчик газа или жидкости" по патенту N 2077867 Российской Федерации с приоритетом от 14.09.93 г. В этом расходомере-счетчике используется радиально-осевая турбинка с лопатками и вертикальной осью вращения, выполненной в виде натянутой струны с закрепленными на ней кернами, опирающимися на подшипники скольжения, установленными во втулке, связанной с турбинкой посредством конической части каркаса. Для стабилизации и демпфирования вращения турбинки служат коническая часть и юбка, демпфирующая циркуляционная камера. В цилиндрической части каркаса выполнены профилированные по высоте окна, в створе которых закреплены лопатки под изменяющимися по высоте углами по отношению к оси вращения и радиальному направлению, с основным соплом, образованным конической частью каркаса и кольцевым коническим патрубком, расположенным внутри цилиндрической части каркаса турбинки, а также дополнительными соплами и дополнительными лопатками, расположенными в демпфирующей циркуляционной камере. Расходомер-счетчик также состоит из корпуса с входным и выходным каналами, дефлекторов, основания и кожуха турбинки в виде стакана-демпфера с чередующимися пазами-окнами и стержнями, в доньшках которых предусмотрены окна для прохода газа.

Прототипу присущи следующие недостатки. При весьма низких расходах газа (порядка 0,1... 0,01 м<sup>3</sup>/ч) аэродинамические силы, создающие вращающий момент, оказываются исчезающе малыми за счет низких перепадов давлений на дополнительных соплах и ограниченных активных площадей

дополнительных лопаток. Заметные потери энергии при этом появляются и за счет шунтирующего действия щелей между внутренней кромкой юбки и поверхностью кольцевого патрубка основного сопла, а также между внешней кромкой юбки и внутренней поверхностью цилиндра-кожуха. Уменьшение этих щелей-зазоров приводит к снижению перепада давлений на дополнительных соплах. Поэтому аэродинамические силы и моменты сил оказываются сопоставимыми с силами трения и несбалансированности турбинки. Все это приводит к увеличению нижнего предела измерения.

Жесткие опоры на кернах в начальном и конечном положениях турбинки по высоте ограничивают полный диапазон линейного преобразования расхода газа в частоту вращения турбинки, а также из-за существенной нелинейности затрудняют реализацию коррекции барометрической погрешности при измерении расхода газа по массе, которая может достигать нескольких процентов.

Предлагаемое изобретение решает задачу уменьшения нижнего предела измерения, тем самым позволяет расширить рабочий диапазон измерения расхода газа по массе, существенно повысить точность и эксплуатационную надежность.

Поставленная задача достигается тем, что в предлагаемом расходомере-счетчике газа дополнительные сопла размещены в верхней части патрубка встречно направлению установок основных лопаток, с возможностью перекрытия всех дополнительных сопел, кроме одного, цилиндрической частью дополненного верхней конической частью каркаса турбинки при ее вращении, на конических частях каркаса, а также на доньшках кожуха и основания установлены с возможностью регулировки положения кольцевые магниты, намагниченные в осевом направлении встречно друг относительно друга и образующие верхнюю и нижнюю пары магнитов, ось турбинки, на которой закреплен регулируемый двусторонний упор, подвешена на двух упорно-опорных подшипниках, закрепленных с возможностью регулировки их положений в доньшках основания и кожуха, а осевые подшипники скольжения закреплены на конических частях каркаса.

Турбинка в верхней части содержит наружное крепежное кольцо, в котором закреплены дополнительные и основные лопатки, расположенные в равных промежутках между основными и повторяющие форму

их верхней части, расположенной в крепежном кольце, профиль выпуклости части основной лопатки в сечении плоскостью, перпендикулярной оси вращения турбинки, на уровне верхнего среза профилированного окна имеет эллипсовидную форму с увеличенным эксцентриситетом по отношению к другим частям основной лопатки, хорда выпуклости образует с радиальным направлением угол установки лопатки  $\beta = 10...25^\circ$ , отсчитанный в противоположном вращению турбинки направлении, а в области нижней кромки лопатки -  $5...15^\circ$ , развертка на плоскость пространственной кривой лобовой кромки основной лопатки имеет форму гиперболы с плавным переходом в области верхнего среза профилированного окна от нижней до верхней части лопатки при угле  $\gamma$  между касательными в точках пересечения гиперболы с нижней и верхней кромками лопатки не менее  $160^\circ$ .

Термоанеморезистивный преобразователь размещен в дросселирующем защитном экране вида трубки Вентури, закрепленном своим эллиптическим конфузуром в пазу-окне кожуха турбинки встречно направлению установки дополнительного сопла, а выход термоанеморезистивного преобразователя соединен с электронным преобразователем, осуществляющим разделение сигнала термоанеморезистивного преобразователя по частоте импульсов  $f$ , их интенсивности  $W$  и изменению  $\delta$  температуры для последующего вычисления в микроконтроллере массового расхода  $G_m$  газа в соответствии с алгоритмом:

$$G_m = \frac{k_{10} (1 + A\delta)}{1 + k_2 W^p} \cdot f,$$

где  $k_{10}$ ,  $k_2$ ,  $A$  и  $p$  - постоянные величины.

Постоянные величины определяются на основе проведения многофакторного эксперимента из условий минимальной дисперсии погрешностей для заданных эксплуатационных требований.

Сущность изобретения раскрывается на фиг. 1 ...5, где:

фиг. 1 - схема расходомера-счетчика газа;  
фиг. 2 - эскиз узла турбинки (вид сбоку);  
фиг. 3 - эскиз узла турбинки (вид сверху);

фиг. 4 - рисунок основной лопатки;  
фиг. 5 - диаграмма распределения составляющих сил вдоль оси вращения в зависимости от осевого положения турбинки.

Здесь: 1 - нижний упорно-опорный подшипник; 2 - нижний неподвижный магнит; 3 - нижний подвижный магнит; 4 -

дополнительное сопло; 5 - основная лопатка турбинки; 6 - корпус расходомера; 7 - термоанеморезистивный преобразователь; 8 - электронный преобразователь; 9 - микроконтроллер; 6-10 - счетчик; 11 - нижняя и верхняя конические части каркаса турбинки; 12 - двусторонний упор; 13 - верхний подвижный магнит; 14 - верхний неподвижный магнит; 15 - верхний упорно-опорный подшипник; 16 - доньшко кожуха узла турбинки; 17 - ось турбинки; 18 - верхний подшипник осевого скольжения; 19 - дополнительная лопатка; 20 - наружное крепежное кольцо; 21 - кожух узла турбинки; 22 - кольцевой патрубок; 23 - цилиндрическая часть каркаса турбинки; 24 - коническая юбка каркаса турбинки; 25 - демпфирующая камера; 26 - основание; 27 - доньшко основания; 28 - нижний подшипник осевого скольжения; 29 и 30 - лобовая и периферийная кромки основной лопатки; 31 - передний срез окна; 32 и 34 - верхняя и нижняя кромки основной лопатки; 33 - профилированное окно; 35 - цапфа оси; 36 - верхняя кромка дополнительной лопатки; 37 - сечение лопатки на уровне верхнего среза окна; 38 - линия максимальной выпуклости; 39 - выпуклость ("спинка") основной лопатки; 40 и 41 - верхняя и нижняя части основной лопатки; 42 - хорда выпуклости основной лопатки;  $p_1$  и  $p_2$  - давление газа на входе и выходе;  $\omega$  - частота вращения турбинки;  $\epsilon$  - сигнал термоанеморезистивного преобразователя;  $f$  и  $W$  - частота импульсов и конвективная составляющая интенсивности рассеивания мощности термоанеморезистора;  $h_t$ ,  $h_n$  и  $h_k$  - текущее, начальное и конечное положение турбинки вдоль оси вращения;  $G_m$  - сигнал расхода газа по массе;  $\beta$  - угол установки лопатки;  $\delta$  и  $l$  - высота и длина хорды выпуклости 42 и 39;  $P$ ,  $P_a$ ,  $P_n$  и  $P_m$  - суммарная, аэродинамическая, подъемная и магнитная составляющие сил, направленных вверх;  $F$ ,  $F_a$ ,  $F_m$  и  $F_n$  - составляющие суммарной, аэродинамической, магнитной и силы притяжения к Земле, направленные вниз.

На фиг. 1 приведена схема расходомера-счетчика газа, который состоит из корпуса 6 с входным и выходным каналами, содержащими защитные сетки-фильтры и дефлекторы (на фиг. 1 не показаны), радиально-осевой турбинки с вертикальной осью 17 вращения на цапфах 35 (фиг. 2) в упорно-опорных подшипниках 1 и 15. На оси 17 закреплен двусторонний упор 12. Турбинка состоит из ажурного каркаса, включающего цилиндрическую часть 23,

верхнюю и нижнюю конические части 11, а также коническую юбку 24 и наружное крепежное кольцо 20. На крепежном кольце 20 и юбке 24 закреплены профилированные основные лопатки 5 в створе профилированных окон 33 (фиг. 2), выполненных в цилиндрической части 23 каркаса. При этом касательная к лобовой кромке 29 основной лопатки 5 проходит вдоль окна 33 (фиг. 2) параллельно касательной к переднему срезу 31 окна, разделяя площадь окна на две одинаковые части. А суммарная площадь всех окон 33 должна составлять не менее четырех пятых площади проходного сечения входного канала. На крепежном кольце 20 закрепляются и дополнительные лопатки 19. Внутри цилиндрической части 23 каркаса турбинки (фиг. 1) образовано основное сопло, созданное кольцевым патрубком 22 и нижней конической частью 11 каркаса турбинки. В верхней части патрубка 22 установлены дополнительные сопла 4 под углами  $25...45^\circ$  (в зависимости от требований технического задания) относительно радиального направления и  $60...80^\circ$  относительно оси вращения турбинки. При этом в соответствии с числом лопаток 5 и окон 33, их протяженностью (шириной) выбираем число и "протяженность" впадин (гнезд-углублений) установки сопел. Если турбинка содержит пять основных лопаток, тогда целесообразно установить семь дополнительных сопел (желательно выбрать нечетное и некратное число). Тогда при одном полном повороте турбинки последовательно повторится  $5 \cdot 7 = 35$  чередующихся (перекрестных) состояний и каждое состояние охватит угол в  $360^\circ : 35 \approx 10^\circ 18'$ . В период наступления каждого состояния только одно дополнительное сопло 4 окажется открытым окном 33 с основной лопаткой 5 турбинки, а все остальные дополнительные сопла будут перекрытыми цилиндрической частью 23 каркаса. Тем самым, в режиме малых расходов газа интенсивность струи открытого сопла существенно увеличивается. Естественно, необходимо предусмотреть должное перекрытие упомянутых 35 состояний за счет выбора ширины окон и "протяженности" впадин (гнезд-углублений) дополнительных сопел, что позволяет исключить "мертвое" состояние турбинки.

На конических частях 11 каркаса установлены осевые подшипники 18 и 28 скольжения, позволяющие перемещаться турбинке вдоль оси вращения. С целью обеспечения линейности характеристики и снижения нагрузки на упорно-опорные под-

шипники 1 и 15 на конических частях 11 установлены подвижные нижний и верхний миниатюрные кольцевые магниты 3 и 13, выполненные из высококоэрцитивных материалов (например, НЖБ, самарий-кобальт, феррит бария). Эти магниты 3 и 13 взаимодействуют попарно с неподвижными кольцевыми магнитами 2 и 14, установленными на доннышке 27 основания 26 и доннышке 16 кожуха 21 узла турбинки и намагниченными встречно, компенсируя силу тяжести турбинки при весьма малых расходах и аэродинамическую подъемную силу при больших расходах газа. Траектория движения потока газа на фиг. 1 представлена пунктирными линиями.

На фиг. 1 показан узел термоанеморезистивного преобразователя 7, снабженный дросселирующим экраном вида трубки Вентури, который содержит конфузор (начальная часть) и диффузор. Конфузор выполнен эллиптическим и закрепляется в пазу-окне кожуха 21 узла турбинки встречно направлению установки дополнительного сопла 4, позволяет воспринимать необходимую часть движущегося потока газа за счет струи, а также за счет отбрасываемого основными лопатками ("веерный" эффект) потока, отфильтровать (проинтегрировать) и направить поток газа на разогретое рабочее тело термоанеморезистора. При этом создаются условия, при которых конвективная составляющая интенсивности рассеивания тепла  $W$  термоанеморезистором оказывается пропорциональной массовой скорости потока обтекания рабочего тела, т.е. произведению плотности газа на его объемную скорость (расход). Поэтому параметры сигнала  $\epsilon$  термоанеморезистивного преобразователя отражают частоту вращения  $\omega$  турбинки, плотность  $\rho$ , а также температуру газа  $T$ . Учитывая малые габариты, незначительное энергопотребление и достаточную простоту разделения параметров сигнала  $\epsilon$  термоанеморезистивного преобразователя 7, можно утверждать о весьма изящном решении задачи коррекции барометрической и температурной погрешности, что реализуется в электронном преобразователе 8 и микроконтроллере 9 с выходом сигнала  $G_m$ , подаваемого на счетчик 10 фактически израсходованного газа по массе. Этот сигнал  $G_m$  вводится и в систему централизованного поквартирного контроля потребления газа (на фиг. 1 система не показана). На фиг. 2 приведен эскиз узла турбинки, вид сбоку, с разрезом по осевой линии АА (фиг. 3). Для наглядности изображения окна 33 с основной лопаткой 5 проведен дополнительный вырыв

части нижней конической части 11. Турбинка находится в нижнем крайнем положении, т.е. верхний подшипник осевого скольжения 18 сидит на двустороннем упоре 12. Основная лопатка 5 крепится к конической юбке 24 и наружному крепежному кольцу 20 турбинки таким образом, чтобы касательная к ее лобовой кромке 29 проходила параллельно касательной к переднему срезу 31 окна 33 и оказалась заподлицо с цилиндрической частью 23 каркаса в створе окна 33, образуя угол  $9... 18^\circ$  относительно оси вращения 17 или образующей цилиндрической части каркаса турбинки, а площадь окна 33 делилась примерно на одинаковые части. Нижняя кромка 34 основной лопатки 5 скрепляется с юбкой 24 каркаса. В промежутках между основными лопатками установлены дополнительные лопатки 19, повторяющие форму верхней части 40 (фиг. 4) основной лопатки 5 и скрепленные с цилиндрической частью 23 каркаса, а также периферийной частью с внутренней поверхностью наружного крепежного кольца 20.

На фиг. 3 представлен вид сверху упрощенного эскиза узла турбинки для случая установки пяти основных 5 и пяти дополнительных 19 лопаток. При этом верхние 32 кромки основных 5 и нижние кромки дополнительных 19 лопаток изображены схематично совпадающими кривыми линиями. Для наглядности изображения верхней 32 и нижней 34 кромок двух соседних основных лопаток 5 выполнен вырыв дополнительной лопатки 19, верхняя кромка 36 которой оставлена. На фиг. 3 пунктирной кривой линией 37 показана выпуклость в сечении горизонтальной плоскостью основной лопатки 5 на уровне верхнего среза окна 33 (фиг. 2), а также угол  $\beta$  отклонения хорды выпуклости профиля относительно радиального направления. Стрелкой  $\omega t$  показана положительная частота вращения турбинки (против часовой стрелки).

На фиг. 4 представлен рисунок основной лопатки 5 с лобовой (передней) кромкой 29 и периферийной (хвостовой, задней) кромкой 30, которые проходят по пространственной кривой линии, близкой к левой винтовой спирали, с изменяющейся крутизной подъема по гиперболической зависимости. Основная лопатка включает верхнюю ("осевую") 40 и нижнюю ("радиально-осевую") 41 части, условно разделенные на рисунке пунктиром (сечение AA) на уровне верхнего среза окна. Форму верхней части 40 основной лопатки повторяет дополнительная лопатка 19 (фиг. 1). Нижняя кромка 34 основной лопатки

скрепляется с юбкой 24 каркаса. Лопатка выполнена профилированной (выпукло-вогнутой) относительно радиального и осевого направления, при этом "радиально-осевой" профиль выпуклости части основной лопатки, расположенной на уровне верхнего среза профилированного окна 33 в цилиндрической части каркаса 23 турбинки (фиг. 2), в сечении плоскостью A-A, перпендикулярной к оси вращения турбинки 17, имеет эллипсовидную форму с увеличенным эксцентриситетом по отношению к другим частям основной лопатки. Соотношение длины  $l$  хорды 42 основной лопатки и высоты  $h$  выпуклости 38 достигает 4-х, а в остальной части - 7-ми.

Развертка на плоскость пространственных кривых лобовой 29 и периферийной 30 кромок, а также выпуклости 38 основной лопатки имеет форму гиперболы с характерным плавным переходом на уровне верхнего среза окна от "радиально-осевой" до "осевой" части при угле  $\gamma > 160^\circ$  между касательными в точках пересечения гипербол с нижней и верхней кромками лопатки 32 и 34.

На фиг. 5 представлена гипотетическая диаграмма распределения составляющих суммарных сил  $F$  и  $P$ , направленных в противоположные стороны вдоль оси вращения в зависимости от осевого положения  $h t$  турбинки для установившегося режима работы, когда силы  $F$  и  $P$  взаимно уравновешены. Диаграмма позволяет более просто проанализировать работу расходомера. Гиперболические зависимости магнитных сил  $F_m$  и  $P_m$  позволяют частично компенсировать нелинейности характеристики, связанные с аэродинамическими особенностями сложного течения газа по каналам радиально-осевой турбинки, что обеспечивает приемлемую линеаризацию характеристики, существенное расширение диапазона и упрощает решение задачи коррекции погрешностей при измерении расхода газа по массе.

Направленные вверх аэродинамические "подъемные" силы  $P_a$  и  $P_n$ , образованные на лопатках за счет движения потока газа, а также за счет перепада давления  $\Delta p = p_1 - p_2$  на конических дисках каркаса турбинки при малых расходах, не обеспечивают желаемой "жесткости" турбинки, следовательно, не позволяют снизить дисперсию погрешности, возникающей за счет "сухого" трения, связанного с силой  $F_n$  притяжения турбинки к земле, а также составляющими сил несбалансированности и возможными внешними воздействиями. Все это обусловило необходимость введения магнитного подвеса с "подъемной" силой  $P_m$ , на фоне которой

удается заметно снизить дисперсию погрешности при тщательной регулировке положения относительно "мощного" нижнего неподвижного магнита 2, не смотря на некоторое снижение "жесткости" турбинки (касательная к кривой  $P(h_t)$  подтверждает низкую чувствительность силы  $P$  по перемещению  $h_t$ , но относительная чувствительность  $dP/(Pdh_t)$  оказывается приемлемой). При некотором повышении расхода газа "жесткость" турбинки заметно увеличивается. Сила  $F_n$  притяжения (веса) турбинки к земле и "отталкивающая" сила  $F_m$  верхней пары магнитов 13 и 14 (фиг. 1), а также составляющая силы аэродинамического демпфирования (торможения), возникающая за счет вращения  $\omega t$  турбинки и нелинейно связанная с положением  $h_t$ , направлены вниз.

При больших расходах газа сумма составляющих подъемных и аэродинамических сил ( $P_n + P_a$ ) оказывается достаточно большой и вызывает недопустимую нагрузку на верхний упорно-опорный подшипник 15 (фиг. 1), а также нелинейность характеристики расходомера. Использование пары магнитов 13 и 14 в верхнем  $h_t$  и в крайнем  $h_k$  положении турбинки позволяет избежать упомянутых недостатков. Сумма  $F$  этих составляющих сил нелинейно зависит от положения  $h_t$  турбинки, на начальном участке кривая  $F(h_t)$  подтверждает небольшую чувствительность ("жесткость"), а при увеличении расхода газа чувствительность повышается до необходимого уровня, что определяет достаточно хорошую устойчивость и стабильность положения  $h_t$  турбинки в работе. Кривая  $F(h_t)$  в известной степени определяет и зависимость конвективной составляющей интенсивности обтекания  $W$  газовым потоком рабочего тела термоанеморезистора, что позволяет обеспечить надлежащую коррекцию погрешностей.

Работа расходомера-счетчика газа заключается в следующем. При отсутствии расхода газа во всех полостях расходомера давление  $p_1 = p_2$  газа окажется одинаковым и за счет разности сил  $F_n$  притяжения к земле и сил  $F_m$  магнитного подвеса турбинка установится в нижнее начальное положение, при котором двусторонний упор 12 будет ограничивать осевое положение верхнего подшипника 18 (фиг. 1). В этом положении основное сопло, образованное нижней конической частью 11 и кольцевым патрубком 22, практически полностью перекрыто, в том числе за счет малого зазора между внешней цилиндрической частью кольцевого патрубка 22 и внутренней цилиндрической частью 23

каркаса турбинки перекрыты и дополнительные сопла 4 за исключением одного или двух сопел, которые окажутся полностью или частично открытыми профилированными окнами 33 цилиндрической части 23 каркаса.

При появлении расхода газа перепад давления  $\Delta p = p_1 - p_2$  на конической части 11 турбинки вызывает аэродинамическую подъемную силу  $F_n$ , которая способствует снижению трения в нижнем упорно-опорном подшипнике 1, а струя газа дополнительного сопла 4, обтекая профиль основной лопатки 5, образует тангенциальную составляющую силы, поворачивающую турбинку. По мере перекрытия цилиндрической частью 23 каркаса работающего сопла открывается и вступает в работу другое (перекрестное) дополнительное сопло. При этом надлежащее перекрытие и чередование работы дополнительных сопел обеспечивается числом и кратностью количества сопел и окон, а также их протяженностью вдоль периметра окружности.

Посредством регулировки положения кольцевого магнита 2 обеспечиваем всплытие турбинки в потоке газа при перепадах давлений  $\Delta p = p_1 - p_2$  порядка 40 Па. При этом возникает достаточно ощутимая составляющая  $F_a$  аэродинамической силы, которая обеспечивает демпфирующую нагрузку, хорошую устойчивость и стабильность вращения, однозначность измерительного преобразования. Осевое демпфирование обеспечивается относительно большой площадью юбки 24 каркаса турбинки, которая образует с цилиндрическими поверхностями кожуха 21 узла турбинки и основания 26 с кольцевым патрубком 22 эффективный демпфирующий элемент "поршень-цилиндр".

Дальнейшее повышение расхода газа приводит к перемещению  $h_t$  турбинки и увеличению частоты ее вращения  $\omega t$  за счет соответствующего перераспределения или изменения скважности пневматических импульсов при увеличении протяженности профилированных окон по отношению к протяженности закрытой ("глухой") цилиндрической части каркаса турбинки, а также увеличению активного числа дополнительных сопел, вступающих в работу. С увеличением открытой части окон, расположенных выше среза кольцевого патрубка 22, интенсивность работы основного кольцевого сопла заметно возрастает, вступает в работу и входной дефлектор (на фиг. 1 не показан).

В режиме, превышающем номинальный расход газа, увеличение аэродинамической силы торможения (демпфирования) стимулируется суммированием ее вертикальной

составляющей  $F_a$  с магнитной силой  $F_m$  отталкивания пары верхних магнитов 13 и 14. При этом существенной является и работа выходного дефлектора (на фиг. 1 также не показан). До 15% от максимального расхода обеспечивается расширение общего линейного диапазона при установке нижнего осевого подшипника 28 на двусторонний упор 12, а за счет верхней магнитной подвески упорно-опорный подшипник 15 оказывается существенно разгруженным.

Известно, что частота вращения  $\omega$  турбины радиально-осевых турбинок в большей степени определяется объемным расходом газа. И в то же время, измерение объемного расхода газа турбинными расходомерами связано с положительной погрешностью от изменения плотности и отрицательной погрешностью при изменении  $\delta = T - T_0$  температуры  $T$ . Последняя обусловлена не только методической, но и инструментальной составляющими температурной погрешности. При увеличении температуры понижается плотность, но повышается вязкость газа, увеличивается пограничный слой, изменяется характер движения газа.

При измерении расхода газа по массе турбинные расходомеры имеют отрицательные погрешности как по плотности, так и по температуре. Более того, эти составляющие погрешностей оказываются взаимозависимыми (взаимосвязанными), что затрудняет их разделение. Поэтому при формировании коррекции этих погрешностей оказывается обоснованной минимизация результирующей дисперсии этих погрешностей.

Как показали продувки расходомеров газа по массе, удовлетворительным является алгоритм обработки сигналов, учитывающий взаимосвязанные температуру  $T$  и давление

$p_2$  (или плотность) газа, частоту импульсов и конвективную составляющую интенсивности рассеивания тепла термоанеморезистивным преобразователем,

$$G_m = \frac{k_{10} (1 + A\delta)}{1 + k_2 W^\nu} \cdot f,$$

где  $k_{10} = dG_m/df$  - дифференциальная чувствительность цепи "частота импульсов  $f$  - выходной сигнал  $G_m$ ";

$A$  - мультипликативный температурный коэффициент датчика расходомера;

$k_2$  и  $\nu$  - постоянные величины;

$\delta = T - T_0$  - изменение температуры  $T$  газа по отношению к температуре  $T_0$  градуировки.

Хорошо разработанная методика математического планирования эксперимента позволяет определить, реализуя полный или дробный многофакторный эксперимент, искомые параметры -  $k_{10}$ ,  $k_2$ ,  $\nu$  и  $A$  из условия обеспечения минимизации дисперсии их погрешностей. Заложив в жесткую программу работы микроконтроллера полученные числа и вводя текущие значения сигналов по частоте  $f$  и интенсивности импульсов  $W$ , а также по температуре  $T$  газа (последний сигнал естественно присущ термоанеморезистору), достаточно просто обеспечиваем измерительное преобразование расхода газа по массе с результирующей погрешностью менее 2% на основном рабочем участке диапазона (от 5% до 80%) и погрешностью порядка 5% на остальной части диапазона (от 0,1% до 5% и от 80% до 100%), т.е. обеспечивая существенное увеличение интервала измерения с приемлемой разрешающей способностью.

## ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ

1. Расходомер-счетчик газа, содержащий корпус с входным и выходным каналами, а также дефлекторами, радиально-осевую турбинку с основными и дополнительными лопатками и вертикальной осью вращения, установленную с возможностью перемещения вдоль оси посредством осевых подшипников скольжения и состоящую из каркаса, включающего юбку-демпфер, нижнюю коническую часть и цилиндрическую часть с профилированными по высоте окнами, в створе которых установлены основные лопатки, кожух турбинки в виде стакана-демпфера с чередующимися пазами-окнами, патрубок, образующий основное кольцевое сопло с нижней конической частью каркаса, втулки

его цилиндрической части, основание, в доннышке которого и в доннышке кожуха турбинки имеются окна для прохода газа, дополнительные сопла и термоанеморезистивный преобразователь частоты вращения турбинки, отличающийся тем, что дополнительные сопла размещены в верхней части патрубка встречно направлению установки основных лопаток, с возможностью перекрытия всех дополнительных сопл, кроме одного, цилиндрической частью дополненного верхней конической частью каркаса турбинки при ее вращении, на конических частях каркаса, а также на доннышках кожуха и основания установлены с возможностью регулировки положения кольцевые магниты, намагничен-



ные в осевом направлении встречно друг относительно друга и образующие верхнюю и нижнюю пары магнитов, ось турбинки, на которой закреплен регулируемый двусторонний упор, подвешена на двух упорно-опорных подшипниках, закрепленных с возможностью регулировки их положений в доньшках основания и кожуха, а осевые подшипники скольжения закреплены на конических частях каркаса.

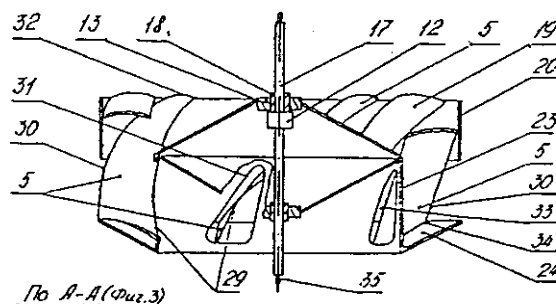
2. Расходомер-счетчик газа по п.1, отличающийся тем, что турбинка в верхней части содержит наружное крепежное кольцо, в котором закреплены основные и дополнительные лопатки, расположенные в равных промежутках между основными и повторяющие форму их верхней части, расположенной в крепежном кольце, профиль выпуклости части основной лопатки в сечении плоскостью, перпендикулярной оси вращения турбинки, на уровне верхнего среза профилированного окна имеет эллипсоидную форму с увеличенным эксцентриситетом по отношению к другим частям основной лопатки, хорда выпуклости образует с радиальным направлением угол установки лопатки  $\beta = 10-25^\circ$ , отсчитанный в противоположном вращению турбинки направлении, а в области нижней кромки лопатки  $5-15^\circ$ , развертка на плоскость

пространственной кривой лобовой кромки основной лопатки имеет форму гиперболы с плавным переходом в области верхнего среза профилированного окна от нижней до верхней части лопатки при угле  $\gamma$  между касательными в точках пересечения гиперболы с нижней и верхней кромками лопатки не менее  $160^\circ$ .

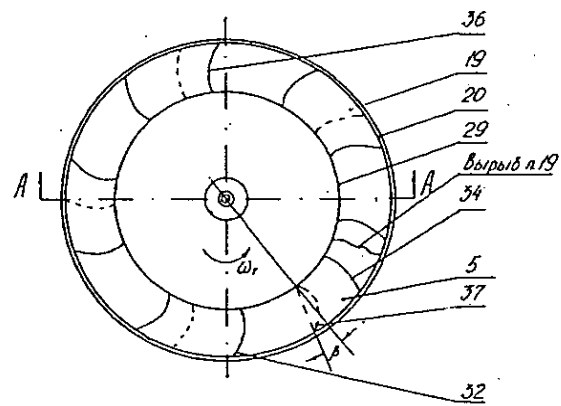
3. Расходомер-счетчик газа по п.1 или 2, отличающийся тем, что термоанеморезистивный преобразователь размещен в дроселирующем защитном экране вида трубки Вентури, закрепленном своим эллиптическим конфузуром в пазу-окне кожуха турбинки встречно направлению установки дополнительного сопла, а выход термоанеморезистивного преобразователя соединен с электронным преобразователем, осуществляющим разделение сигнала термоанеморезистивного преобразователя по частоте импульсов  $f$ , их интенсивности  $W$  и изменению  $\delta$  температуры для последующего вычисления в микроконтроллере массового расхода  $G_m$  газа в соответствии с алгоритмом:

$$G_m = \frac{k_{10}(1+A\theta)}{1+k_2 W^\nu} \cdot f,$$

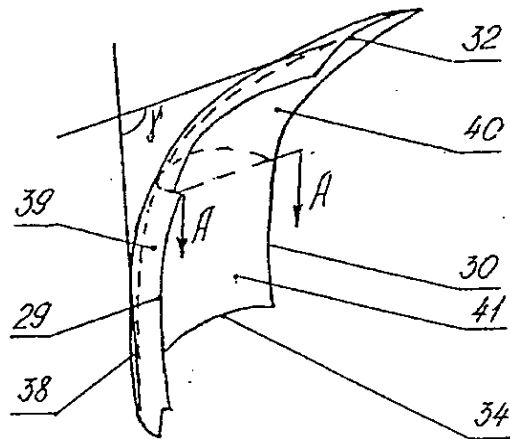
где  $k_{10}$ ,  $k_2$ ,  $A$  и  $\nu$  - постоянные величины.



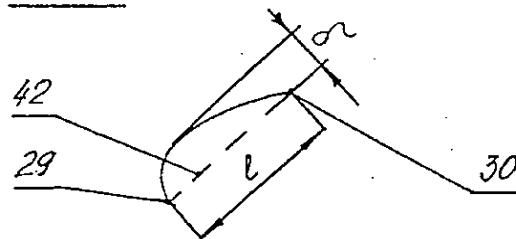
Фиг. 2



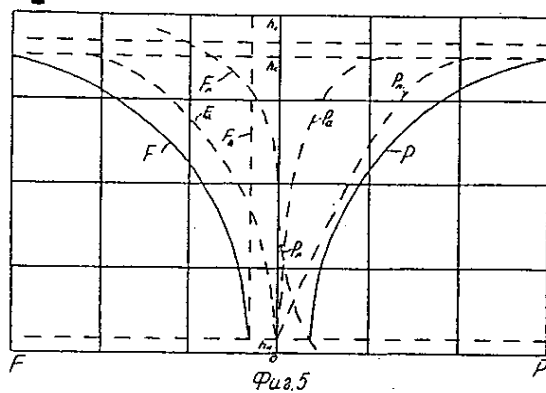
Фиг. 3



По А-А



Фиг. 4

Заказ *22*

Подписное

ФИПС, Рег. ЛР № 040921

121858, Москва, Бережковская наб., д.30, корп.1,

Научно-исследовательское отделение по  
подготовке официальных изданий

Отпечатано на полиграфической базе ФИПС

121873, Москва, Бережковская наб., 24, стр.2

Отделение выпуска официальных изданий